

⑩ 日本国特許庁 (J P) ⑪ 特許出願公開
⑫ 公開特許公報 (A) 昭60-98589

⑬ Int. Cl.⁴
G 11 B 33/08
F 16 F 15/02

識別記号 庁内整理番号
7177-5D
6581-3J

⑭ 公開 昭和60年(1985)6月1日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全7頁)

⑮ 発明の名称 車載用デジタルディスクデッキの緩衝装置

⑯ 特 願 昭58-206691
⑰ 出 願 昭58(1983)11月2日

⑱ 発明者 栗田 直三郎 川崎市高津区末長1116番地 株式会社ゼネラル内

⑲ 発明者 沢畠 孝成 川崎市高津区末長1116番地 株式会社ゼネラル内

⑳ 出願人 株式会社ゼネラル 川崎市高津区末長1116番地

㉑ 代理人 弁理士 大原 拓也

明 稞 書

1. 発明の名称

車載用デジタルディスクデッキの緩衝装置

2. 特許請求の範囲

デジタルディスクデッキの筐体と、読み取りヘッドを含む機構部分との間の垂直方向、水平方向、横方向のそれぞれの間際に、頂点が前記筐体内面あるいは前記機構部分の外面に固定されるほぼくの字形の板ばねを緩衝ばねとして挿入して前記筐体内に機構部分を保持させ、かつ、クーロン減衰作用を行なわしめるため、前記板ばねの該頂部と脚部が当接する当接面との動摩擦係数を0.02～0.5に設定したことを特徴とする車載用デジタルディスクデッキの緩衝装置。

3. 発明の詳細な説明

この発明は、回転中のデジタルディスクから情報を読み取る場合の安定化装置に関する。さらに詳しくは、デジタルディスクを振動や加速度の変動が大きな自動車に載せて使用する場合に、振動等の外乱の影響を受けることなく正確に情報

を読み取ることができるようしたデジタルディスクデッキの緩衝装置に関するものである。

デジタルディスク機器の使用時における外部からの衝撃や振動は、時に情報トラックに対するヘッドの異常変位を招来する。特に、自動車等に設置される機器においては、衝撃、振動、加速度の変動が情報の読み取りに悪影響を及ぼし、ドロップアウトの状態になることが多く、このドロップアウトによって発生する音者が車載用機器の場合の大きな問題となる。したがって、デジタルディスクデッキを車載用とする場合には、必ず当面する外乱である過渡振動、定常振動、制動加速度を十分解析した上で、読み取りヘッドとディスクのトラックの異常相対変位の除去を図ることが肝要である。

以下、これらの解析過程を示し、さらにヘッドとトラックの異常相対変位の除去を図ることができる装置について言及する。

まず、デジタルディスクトラックの持つ情報は、電磁、熱電、光学何れの方法による読み取り

対しても読み取りヘッドへの現時点位位置ベクトルをも示すことができるものとする。すなわち、ヘッドは常に自体のあるべき位置をディスクから知らされている。しかし、両者間の係合は一般に間隔とばね係数と抵抗を持つ機械系であり、外乱による相対変位を生じ得る。この相対変位を封じるためにヘッド側においてはトラック沿用のサーボ機能を有しているが、この機能も外乱により機器を構成する諸機器の相対運動が著しいとき満されなくなる。一般に、実機におけるヘッドのサーボ機能は、外乱用振動数と加速度振幅、あるいは単なる加速度に対し、自体の遮断周波数を $1 \sim 2 \text{ kHz}$ 、そして許容できる加速度は 10 m/s^2 以内であることが望ましいものとして設定されている。

上述のことから、ヘッド自体の研究と並行して、ヘッド以外のデッキ構成諸機器についても外乱による支障の除去を考える必要が見出される。機能に実際を求める外乱については、デッキの使用場所を走行中の自動車に例をとるならば当然のことと

して室内使用時の外乱条件はほぼ含まれる。したがって解析を走行中の自動車室内について行なう。

自動車内に取り付けられるディスク機器は比較的振動の少ない所に設置される。機器への外乱は機器の筐体が車体の一部に置かれるとき、車体の持つエンジン振動を例えれば R.P.M 6000 とすれば外乱振動数として R.P.M 10~100 であり、この振幅は小さいが直接に、またはその高調波がディスク機器筐体を加振する。この外乱を第 1 の外乱と名づけておく。

次に、一回だけの異常路面による外乱について考える。この力学モデルを第 1 図に示す。仮定する異常突起高さを $2u$ とし、路面上下変位を $x = u(1 - \cos \theta t)$ として放長を比較的長くとった盛り上がりについて考える。これが自動車 4 が速度 v で走行中に高さ $2u$ である路面 5 上の異常障害 3 を通過しようとする状態の力学モデルであって、悪影響、落石等を想定した力学解析を容易にするための近似化条件である。ここにおい

て $x = u(1 - \cos \theta t)$ で示された外乱を第 2 の外乱と名づけておく。さらに、常識的な範囲の制動操作によるときの負の加速度が機器に及ぼす外乱を第 3 の外乱と名づける。そして、これら 3 種の外乱が機器に与える現象を逐次解析することによって、これらの外乱に効果のある機器機構部の緩衝体系を得ることができる。

第 1 の外乱は、特定の走行状態では定常波となり、走行条件によってある範囲内で変化する。ここに、車内の一部に固設された筐体の振幅を A 、また、その筐体に対しほね定数 c と粘性係数 c によって係合する質量 m のディスク機器フレームの振幅を x 、また、 m を限界減衰係数 Ce に対する c の比とすると、振動工学上次の関係が与えられている。すなわち、

$$\frac{x}{A} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}{(1 - (\omega/\omega_n)^2)^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}} \quad \text{なお } \omega_n = \sqrt{\frac{m}{c}}$$

である。上式において $\xi < 0.5$ 以内、また、

$$\omega_n < \frac{\omega}{\sqrt{2}}$$

のとき x/A は共振点をこえて 1 よりも

小さい。許し得る範囲において ξ と ω_n を小さくすれば機器内の機器相互の相対変位、相対加速度等を小さくでき、ヘッドのサーボ機能が満足される。

第 2 の外乱は、路面からのものであるため、外乱による車体の過渡振動を解き、次いで機器機構の緩衝を求めなければならない。第 1 図(c)の力学モデルにおいて前述のように異常路面凸起障害の高さの位置ベクトルを時間 t の関数

$$x = u(1 - \cos \theta t) \quad \dots \quad (1)$$

とおき、自動車 4 のホイルベースを $z = AB$ とするとともに、自動車 4 の質心を m の中央部と仮定する。点 B は、ほね定数 c 、ダッシュボットによる粘性係数 c を介して障害部を走行する。このとき点 B は振動の中心であり、点 A は駐点になる。ここで、点 A を補とする自動車 4 の角変位を θ とし、AB の中点の上下変位を y としておく。なお、障害は一周期 T 秒で終了し、その間の走行量は、車速を v 、凸起の相当波長を 2π とおくとき

$$2\pi = vT$$

で表わされる。

したがって、 v なる速度のときの前輪接地点の頭く円振動数を $\hat{\theta}$ とおけば

$$\hat{\theta} = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{\frac{2\pi}{v}} = \frac{v\pi}{\pi} \quad \dots \dots \quad (2)$$

$$y = \frac{\hat{\theta}}{2} \hat{\phi}$$

$$\dot{y} = \frac{\hat{\theta}}{2} \dot{\phi}$$

$$\ddot{y} = \frac{\hat{\theta}}{2} \ddot{\phi}$$

となる。

さらに、点Bに生じる力を F とし、それによるモーメントを N 、点Aに対する車の慣性能率を I_A とおけば、

$$N = \delta F = I_A \times \dot{\phi}$$

$$F = \frac{I_A \dot{\phi}}{k} = \frac{\pi I_A \delta}{3} \times \frac{\dot{\phi}}{k} = \frac{\pi I_A \delta}{3} \times \frac{2\hat{\theta}}{3} = \frac{2}{3} \pi I_A \delta$$

となり、B点に生じている力はまた $c(\dot{x} - 2\dot{y}) + k(x - 2y)$ とおけるため、

$$\frac{2}{3} \pi I_A \delta = c(\dot{x} - 2\dot{y}) + k(x - 2y) \quad \dots \dots \quad (3)$$

となる。

$$v = 60 \text{ km/h}$$

$$2s = 0, 6 \text{ m}$$

$$u = 0, 0.5 \text{ m}$$

$$\omega = 1000 \text{ kg}$$

$$K = 20000 \text{ N/m}$$

$$\delta = 0, 5$$

とおいて式(5)による y を求めるとき実際に貼り得る車体の過渡振動がわかる。この計算結果を第4回に示す。この図からは式(5)に代えて、 y の代りに X を変数とする車体への外乱とし、極めて簡易化された次式の式(6)が便利であることがわかる。式(6)については第4回から

$$\rho = 0, 0.035 \text{ m}$$

$$\text{外乱の作用時間 } T_f / 2 = 0, 0.3 \text{ 秒}$$

$$\text{円振動数 } T_f = 2\pi / T_f = 9.5, 2$$

を読みとって

$$X_0 = \rho(1 - \cos \dot{\phi} t) \quad \dots \dots \quad (6)$$

$$t = 0 \rightarrow T_f / 2$$

とおく。

X_0 は車体の振動変位入力であり、ばね定数 K

このとき、式と式(1)から

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + 3c\dot{y} + 3k y &= \frac{3u}{2} \{ c\dot{\theta} \sin \dot{\theta} t - k \cos \dot{\theta} t \} + \frac{3k u}{2} \\ &= \frac{3u}{2} \sqrt{k^2 + (c\dot{\theta})^2} \sin(\dot{\theta} t - \alpha) + \frac{3k u}{2} \end{aligned}$$

$$\text{但し } \alpha = \tan^{-1} \frac{k}{c\dot{\theta}} \quad \dots \dots \quad (4)$$

となり、式(4)の微分方程式を解けば次のようになる。

$$y = C_0 e^{-\frac{3k}{2m}t} \sin(\omega_n t + \phi) + \frac{u}{2} -$$

$$\frac{\frac{3}{2}u\sqrt{k^2 + (c\dot{\theta})^2}}{\sqrt{(3k^2 - m\dot{\theta}^2)^2 + (3c\dot{\theta})^2}} \sin(\dot{\theta} t - \alpha + \beta) \quad \dots \dots \quad (5)$$

$$\text{但し } \sqrt{m\omega_n^2 - (\frac{3c}{2m})^2} = \omega_n \sqrt{\frac{3k}{m}} = \omega_n,$$

$$\beta = \tan^{-1} \sqrt{\frac{3c\dot{\theta}}{m\dot{\theta}^2 - 3k}} > 0$$

$t = 0$ で周開Tで外乱は終了し、その後の系は自由減衰に移る。

ここで、一般的にあり得る条件として

による抵抗とクーロン抵抗 $(\mu/2) \mu \times 2$ を介して機械質量 m による $m\ddot{y}$ が平衡する。この状態を力学モデル第3回(s)に示した。このときの平衡式は次のようになる。

$$\dot{y}_0 (X_0 - z) + \mu P = m\ddot{y}_0 \quad \text{但し } \dot{X}_0 > \dot{z} > 0 \quad \dots \dots \quad (7)$$

式(6)と式(7)によって z を解くと、

$$\begin{aligned} z &= -\left(-\frac{\dot{y}_0 \rho}{m\dot{\theta}^2 - \dot{y}_0^2} + \frac{\dot{y}_0 \rho + \mu P}{\dot{y}_0} \right) \cos \sqrt{\frac{\dot{y}_0}{m\omega_n^2}} t + \frac{\dot{y}_0 \rho + \mu P}{\dot{y}_0} \\ &+ \frac{\dot{y}_0 \rho}{m\dot{\theta}^2 - \dot{y}_0^2} \cos \dot{\phi} t \quad \dots \dots \quad (8) \end{aligned}$$

ここに、式(6)に対し、 $\rho = 0.0035 \text{ kg}$ 、 $\dot{\phi} = 95.2$ 。

また実用上に想像される1例

$$m\omega_n = 2 \text{ kg}$$

$$\dot{y}_0 = 1000 \text{ N/m}$$

$$\mu P = 1 \text{ N} \quad (5 \text{ m} \text{ たわんだときの } \dot{y}_0 = 1000 \text{ N/m} \text{ による力は } 5 \text{ N} \text{ であり、その } 20\% \text{ を } \mu P \text{ と仮定した。})$$

を式(8)に用いるとき第5回の時間 t に対する特性が得られる。

第5回から外乱はほぼ $t = 0, 0.33$ 時点で終

了して x は定値になっていることがわかり、図上によるその値を $\Delta x / \Delta t$ から 0.067 m と見取すことができ、解に用いた外乱はまた設定した m_o とともに μP によって著しく緩衝されているものと言える。このときの機械倒因有因振動数は $\sqrt{\kappa_o / m_o} = 2.236 \text{ Hz}$ であり、前記遮断波数に比べ極めて低いことがわかる。

一方、第1の外乱において、エンジンのとりうる回転数に對しデッキ用ダンパーが起振振幅より小さなためには前述のエンジン R, P, Sにおいては

$$\omega_h < \frac{10 \times 2 \pi}{\sqrt{2}} = 44.42$$

であった。したがって、 ω_h は十分に $\sqrt{\kappa_o / m_o}$ を含み、第1の外乱と第2の外乱とを同時に緩衝できるデッキ振動系は実在しうることがわかる。

次に、第3の外乱については慣用される比較的急な制動を例にとってみる。ここに車速 v と制動距離 S を次のようにおく。

$$v = 40 \text{ km/h} = 11.11 \text{ m/sec}$$

$$S = 10 \text{ m}$$

$$X_{eo} = \frac{1}{2} - \alpha t^2 \quad \dots \quad (10)$$

式(10)、式(10)の解 \ddot{z}_{eo} は機械に生ずる絶対加速度であり次のようになる。

$$\ddot{z}_{eo} = (\alpha - \frac{\mu P}{m_o}) \cos \sqrt{\frac{4\alpha}{m_o}} t - \alpha \quad \dots \quad (11)$$

ここに、 μP が 0 のときを仮定して式(11)を用いると、
 $t=0$ において $\ddot{z}_{eo}=0$

$$\sqrt{\frac{4\alpha}{m_o}} t = \pi \text{ において } \ddot{z}_{eo} = -2\alpha$$

となって m_o に α の 2 倍の加速度が生じる。ばねを除去することを仮定しても、これは m_o を極めて高い値とするとに通じるため \ddot{z}_{eo} を低めることにはなり難い。ここに、第1の外乱および第2の外乱との同時に応答を考えれば上に示された \ddot{z}_{eo} は比較的低いため適切な α を置くことは好都合と考えうる。

ここに見て取めて前述の部分で仮定した $\mu P = 1 \text{ N}$

$$\text{と } m_o = 2 \text{ kg} \text{ による } \sqrt{\frac{4\alpha}{m_o}} t = \pi \text{ の時点で}$$

$$\frac{\mu P}{m_o} = \frac{1 \text{ N}}{2 \text{ kg}} = 0.5 \text{ m/sec}^2$$

を式(11)に用いれば

このときに生じる加速度を α 、見かけ上の車と地面との摩擦係数を μP とおけば

$$\alpha = \frac{-v^2}{2S} = -6.171 \text{ m/sec}^2 \approx -0.63g$$

μP については車質量 m_o 、船底重量 m_d から

$$m_o + m_d \cdot \mu P = 0$$

$$\mu P = \frac{-\alpha}{g} = \frac{6.171}{9.8} = 0.63$$

と示される。この程度の制動では一般に地図に対するタイヤ面の接線は静摩擦が作用し、ブレーキディスクとブレーキシューの間に動摩擦が作用している。

制動に入る前の車両は定速度走行でありこの状態を速度 $= 0$ 、車の位置ベクトル $= 0$ とする慣性座標系をおく。ここに車の座標を X_{eo} における車体と一体の慣性の運動も同様である。力学モデル第3回(b)にこの状態を示す。機械倒因質量は m_o であり、 m_o は車体上下盤から μP の定値の力を受ける。このときの平衡式は次のようである。

$$4\alpha(X_{eo} - Z_{eo}) + \mu P = m_o \ddot{Z}_{eo} \text{ 但し } t = 0 \text{ からの微小時間において } |\ddot{Z}_{eo}| > |\ddot{X}_{eo}| > 0 \dots \dots (9)$$

$$\ddot{Z}_{eo} \text{ max } = -(\alpha - 0.5) - \alpha = -2\alpha + 0.5$$

となって m_o の加速度の絶対値は低下する。しかしこの場合、制動開始の初期に $\mu P / m_o$ である低い加速度 \ddot{Z}_{eo} が発生する。したがって上記からは

$$0 < \frac{\mu P}{m_o} < \alpha$$

を設計上の目安とすることができる。制動操作に係わり、ここにおいても $\sqrt{\kappa_o / m_o}$ に見合う振動数は例示実数において 3.56 Hz にすぎないため光学ヘッドの既述遮断波数に対し適切でない。

以上の解析から明らかのように、3種の外乱は力学モデル第3回(a), (b)に示したように適当な m_o , κ_o , μP を選択すれば十分に緩衝されヘッドの脱取り避難不能によるドロップアウトを回避できる。

この発明は、これらの解析結果をふまえて提案されるもので、その目的とするとところは、被車型のデジタルディスクデッキにおいて、車体側に固定された該デッキの慣性に伝達される車体から

の振動等を該デッキの読み取りヘッドを含む機構部分に直接的に伝えることのない緩衝装置を提供することにある。

すなわち、この発明は、デジタルディスクデッキの機構部分と該デッキの筐体との間にクーロン摩擦を利用した緩衝ばねを介在させ、筐体に伝えられる振動等を緩和することにより、デジタルディスクの読み取りにおけるドロップアウトを防止し、移動する車内においても衝撃や振動等の有無や強弱に關係なく、デジタルディスクの忠実な再生を可能とすることを特徴としている。

以下、この発明の実施の一例を添付図面に示し、これを参照しながら、詳しく述明する。

第2図(a), (b)は、この発明に係るデジタルディスクデッキの横断面図と横断面図である。第2図(a), (b)におけるデジタルディスクデッキの機構部分6は、自動車4の車体側に固定された筐体7の内側に保持されている。この場合、機構部分6の保持手段は、筐体7の内側とこれに向する機構部分6の外側の間に押入された弓形の板

ばね8である。この板ばね8は、機構部分6の六外面にそれぞれ頂点9が固定されるとともに、両脚10側が筐体7の内面に対し滑動可能に設定されている。この実施例においては、デジタルディスクデッキは横型に構成されているため、板ばね8が受ける荷重の平均化を加算して垂直荷重や垂直変動を受ける上側と下側の板ばね8はそれぞれ並列に二枚づつ配設されている。なお、この実施例に示した板ばね8は、それぞれ頂点9個を機構部分6に固定し、両脚10側が筐体7の内面に對し滑動可能に設定しているが、逆に筐体7の内面を板ばね8の固定側としてもよいことはいうまでもない。

この板ばね8は、それぞれの両脚10の先端が筐体7の内面に当接し、かつ、滑動可能に構成されているため、板ばね8の作動に応じて両脚10とこの両脚10が当接する筐体7の内面に摩擦力が生じる。これが振動を緩和させるクーロン摩擦である。

実設計に当って緩衝ばね力と、そのばねと対応

接面との間に生ずる摩擦力は次のようにして容易に計算できる。すなわち、第2図(a), (b)において、上下振動緩衝に役立つばね力は上部および下部に置かれたばね定数の和になる。これを K_z とおく。このばね振動減衰のためのクーロン抵抗は両面において前後および左右に對向するばね力をそれぞれ P_x , P_y とするとき $\mu_z = P_z / K_z$, $\mu_x = P_x / K_x$ とする。ここに μ_z , μ_x は定数 K_z , K_x のばねの取り付面对応面との摩擦時の摩擦係数で一応定数とする。しかし、 P_z , P_x , P_y の値を如何によおいても K_z , K_x は変ることがないことは並列ばねの特性から明白である。したがって、 K_z , K_x に係わりなく求めうる任意の値 $2(\mu_z P_z + \mu_x P_x)$ と、 $2 K_z$ による振動系が成立する。これは上下方向の振動系であるが、同様にして第2図(a), (b)に対する前後、左右系の任意の振動系が求められることになる。この方法はさらに摩擦係数を各面毎に変えて多様の振動系を置き得ることを可能とする。 μ の値は工業的に容易に $0.02 \sim 0.5$ に置くことができる。

μ の値は、クーロン摩擦による減衰を考えると $0.2 \sim 0.4$ が最適であるが、前記の範囲においてもまた効果的な減衰作用を設定することができる。

これまでに述べた解析結果や説明から明らかのように、この発明によれば板ばね8自体が彈性を持っているばかりでなく、板ばね8の両脚10の先端部とこの先端部と当接する当接面との間の摩擦力を利用することによって從来機器よりさらに効果的なクーロン減衰作用を行なわしめることができる。これは、上記の範囲に動摩擦係数を設定すると伝達振動等を光学ヘッドの遮断周波数よりもきわめて低い周波数に抑えることができるため、衝撃、振動、加速度変動の激しい車載型のデジタルディスクデッキにおいて、読み取りエラーの発生がない緩衝装置を提供できることを示している。

すなわち、この発明によれば、外部からの振動や衝撃に強いデジタルディスクデッキを提供することができる。

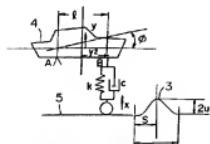
4. 図面の簡単な説明

第1図は自動車が外基体を通過する場合の力学モデル図、第2図(a)はこの発明に係る緩衝装置の概略を示す横断面図、第2図(b)はその横断面図、第3図(a)はばね定数による抵抗とクーロン抵抗を介して機械的質量による慣性力が平衡する状態を示す力学モデル、第3図(b)は、制動に入る前の定速度走行時の同様の力学モデル、第4図は式(5)による過渡振動の計算結果を表わすグラフ、第5図は実用上の一例を式(8)に適用した場合の特性を示すグラフである。

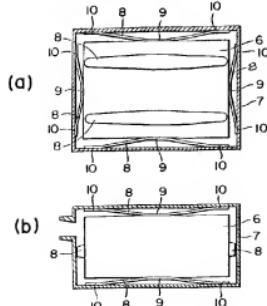
図中、3は路上障害物、4は自動車、5は路面、6は機械機構部、7は筐体、8は板ばね、9は頂点、10は脚である。

特許出願人 株式会社ゼネラル
代表人弁理士 大原拓也

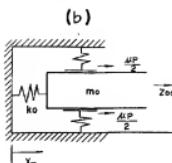
第1図



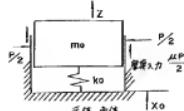
第2図



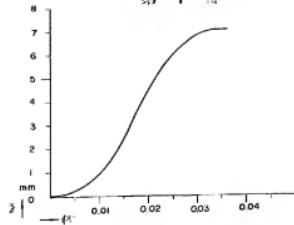
第3図



(a)



第 4 圖



第 5 圖

